

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 2 年 1 2 月 2 5 日
Date of Application:

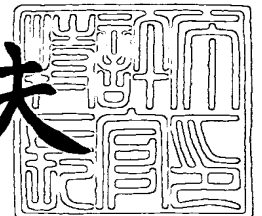
出 願 番 号 特 願 2 0 0 2 - 3 7 4 8 0 8
Application Number:
[ST. 10/C] : [J P 2 0 0 2 - 3 7 4 8 0 8]

出 願 人 三 菱 ア ル ミ ニ ウ ム 株 式 有 限 公 司
Applicant(s): ユ ニ プ レ ス 株 式 有 限 公 司

2 0 0 3 年 8 月 5 日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



【書類名】 特許願

【整理番号】 J98296A1

【提出日】 平成14年12月25日

【あて先】 特許庁長官 殿

【国際特許分類】 B60R 19/04

【発明の名称】 自動車用バンパービーム

【請求項の数】 3

【発明者】

【住所又は居所】 静岡県裾野市千福 1 9 4 番地 三菱アルミニウム株式会社
社内

【氏名】 天野 敬治

【発明者】

【住所又は居所】 静岡県裾野市千福 1 9 4 番地 三菱アルミニウム株式会社
社内

【氏名】 鈴木 義也

【発明者】

【住所又は居所】 静岡県富士市青葉町 1 9 - 1 ユニプレス株式会社内

【氏名】 上妻 英雄

【特許出願人】

【識別番号】 000176707

【氏名又は名称】 三菱アルミニウム株式会社

【特許出願人】

【識別番号】 000178804

【氏名又は名称】 ユニプレス株式会社

【代理人】

【識別番号】 100064908

【弁理士】

【氏名又は名称】 志賀 正武

【選任した代理人】**【識別番号】** 100089037**【弁理士】****【氏名又は名称】** 渡邊 隆**【選任した代理人】****【識別番号】** 100101465**【弁理士】****【氏名又は名称】** 青山 正和**【手数料の表示】****【予納台帳番号】** 008707**【納付金額】** 21,000円**【提出物件の目録】****【物件名】** 明細書 1**【物件名】** 図面 1**【物件名】** 要約書 1**【包括委任状番号】** 0202946**【プルーフの要否】** 要

【書類名】 明細書
【発明の名称】 自動車用バンパービーム
【特許請求の範囲】

【請求項 1】 断面形状が上壁部と、上壁部に対向する底壁部と、前記上壁部および底壁部の両端部を連結する一对の側壁部と、前記上壁部および底壁部の中間に設けられて 2 つの側壁部を連結する連結リブとからなる日の字型を呈し、衝突面側の側壁部の厚さが車体取付け面側の側壁部の厚さよりも厚く、前記上壁部と連結リブ及び底壁部の厚さがこの順に次第に厚く、もしくは薄くなるように構成されており、かつ衝突面側の側壁部の両角隅部は前記衝突面側の側壁部の長さの 0.05～0.3 倍の長さの曲率半径 R で湾曲した、アルミニウム合金製の押し出し中空部材からなることを特徴とする自動車用バンパービーム。

【請求項 2】 前記上壁部の厚さが前記底壁部の厚さの 0.8 倍以上 0.9 倍未満であり、かつ前記連結リブの厚さが前記底壁部の厚さの 0.9 倍以上 1.0 倍未満であることを特徴とする請求項 1 に記載の自動車用バンパービーム。

【請求項 3】 前記底壁部の厚さが前記上壁部の厚さの 0.8 倍以上 0.9 倍未満であり、かつ前記連結リブの厚さが前記上壁部の厚さの 0.9 倍以上 1.0 倍未満であることを特徴とする請求項 1 に記載の自動車用バンパービーム。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、自動車のバンパーを補強するバンパービームに関するものである。

【0002】

【従来の技術】

一般に、自動車のバンパーは、車体に連結されるとともにバンパーの強度を保つバンパービームと、このバンパービームに取り付けられて車体の外観を整える樹脂製の表皮材とから概略構成されている。そして、このバンパービームは燃費低減のために軽量化が図られており、近年では軽合金製とする例が多くなってきている。例えば、図 5 に断面図として示すバンパービーム 30 は、アルミ合金材で押し出し成形されたバンパービームの一例で、“日の字型”断面に押し出し成

形された中空構造を有している。すなわち、互いに平行な上壁部 31 と底壁部 32、及びこれらと直角方向に互いに平行な側壁部 33、34 と、上壁部 31 と底壁部 32 と平行して、側壁部 33、34 を 2 分するように中央に設けられた連結リブ 35 から構成されている。

【0003】

バンパービーム 30 は、実際にはサイドメンバー 16 を介して車両 17 の前面または後面に取り付けられ、衝突の際には衝突面側の側壁部 33 が図の左方矢印の方向からの衝撃力 F を受け止める面となる。従って“日の字型”断面構造の部材の内でも側壁部 33 が最も厚さが厚く作られている。また、図 5 の例では上壁部 31 及び底壁部 32 と連結リブ 35 は同じ厚さに作られており、図の左方からの衝撃力を均等に受け止めて衝撃力をやわらげる構造となっている。

このようなバンパービームは軽量化を目的として 7000 番系高力アルミニウム合金等で作成される。通常、バンパービームには発泡材等からなる緩衝材が取り付けられ、表面はバンパーカバーで覆われている。

【0004】

バンパービームは自動車の衝突等により外部から衝撃力が加わった時に、その衝撃エネルギーをバンパービーム材料の塑性変形により吸収し、他の部材の損傷を回避すると同時に人体の安全を確保するための重要な部材である。

ところで、自動車の衝突の形態には壁状障害物がバンパービームの壁面の全面に比較的に高速で衝突する形態と、柱状障害物がバンパービームの壁面の一部に比較的に低速で衝突する形態とがある。

前者の衝突形態では、衝突による衝突エネルギーは乗員の負傷やバンパービーム取り付け部材の座屈損傷を招くような大きなものであることが多く、バンパービームに対しては徐々に変形崩壊して大量の衝突エネルギーを吸収できるものであることが望まれている。

一方、後者の衝突形態では、乗員の負傷や取り付け部材の損傷を招くような大きな衝突エネルギーを有する場合は少なく、バンパービームに対しては変形崩壊して衝突エネルギーを吸収するよりも、衝突荷重で変形し難い剛性に富んだものであることが望まれている。

【0005】

バンパービームには、軽量化を図りつつも型材の曲げ剛性と曲がる時のエネルギー吸収量を大きくすることが求められている。断面形状の改良によりこれらの特性を改良する提案が開示されている（例えば、特許情報1参照。）。

ここでは、長さ方向に一様な矩形断面形状のアルミ合金型材からなり、衝突方向に対して垂直な壁面を有するように車体側に位置する壁面の両端部が車体に取り付けられるバンパービームであり、上記アルミ合金型材の車体側に位置する角隅部が板厚の2.5倍以上の半径Rで湾曲をなしているバンパービームが開示されている。

具体的には図6に示すように、バンパービーム40は、バンパーカバー内に設けられたアルミ合金型材からなっており、車体42側に位置する壁面41aがサイドメンバー44を介して車体42に支持されている。上記のアルミ合金型材は、長さ方向に一様な例えば“日”字形の矩形断面形状に形成されており、一对の横設リブ41b、41bと、両横設リブ41b、41bの両端に接続された縦設リブ41a、41aと、縦設リブ41a、41a間に接続された補強リブ41cとからなっている。

【0006】

上記のバンパービーム40は、縦設リブ41a、41aが衝突方向に対して垂直となると共に、横設リブ41b、41bが衝突方向に対して平行となるように設けられている。そして、車体42側の角隅部41d、41dは、縦設リブ41a、41aの長さの1/6以下の範囲において板厚の2.5倍以上の半径Rで湾曲されている。一方、バンパービーム40の衝突側の角隅部41e、41eは、板厚程度の半径rで略直角に曲折されている。これにより、バリアー衝突時には、湾曲された角隅部41d、41dを座屈の起点に位置させることによって、発生荷重を抑制しながら座屈を促進し、衝突エネルギーを効率良く吸収するようになっている。また、ポール衝突時には、湾曲された角隅部41d、41dを座屈の起点の反対側に位置させることによって、大きな発生荷重を生じさせるようになっている。尚、半径Rを縦設リブ41a、41aの長さの1/6以下に制限した理由は、1/6を越えるとサイドメンバ44への取り付けが困難

になると共に吸収エネルギーが低下するからであるとされている。

この構造によれば、上記の二つの衝突形態に対応できるような、徐々に変形崩壊して大量の衝突エネルギーを吸収できる特性と、衝突荷重で変形し難い剛性に富んだ特性とを兼ね備えることができるとされている。

【0007】

【特許文献1】

特開平8-80879号公報（第5頁、図2）

【0008】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、バンパービームがあまり強すぎると、バンパービームの座屈と共に車体の取り付け金具であるサイドメンバーを損傷させてしまうことになる。サイドメンバーは衝突の瞬間に発生する最大荷重によって損傷する。

例えば、図5に断面で示すような全角隅部が直角に曲折されたバンパービームでは、図7に示すように衝突によりバンパービームが3.5～4.5mm塑性変形する間の平均荷重は50kN程度であるのに対して、衝突直後のバンパービームの変位量が1mmに達する以前の0.5mm程度塑性変形する間に、最大250kNもの最大荷重が発生し、2mm程度変位した後はほぼ一定の平均潰し荷重で変形していく。この場合には最大荷重は平均荷重の5.88倍にも達する。

この最大荷重を低くすることができれば、サイドメンバーを損傷させることなくバンパービームの変形崩壊のみで衝突エネルギーを吸収することができる。

従来はバンパービームが3.5～4.5mm塑性変形する間の、発生荷重が大幅な変動を伴わない場合の最大荷重と吸収エネルギーの関係を問題としており、衝突の瞬間に発生する最大荷重を下げる試みはなされていなかった。

人身の安全を確保するためにも、衝突の瞬間に発生するこの最大荷重のピークをできる限り低くすることが重要である。

本発明の目的は、上記衝突の瞬間に発生するこの最大荷重のピークをできる限り低くし、バンパービームの取付け金具であるサイドメンバーの損傷を防ぐことのできるバンパービームの構造を提供することにある。

【0009】

【課題を解決するための手段】

上記課題を解決するため普通乗用車のバンパービームの断面形状を種々検討した結果、サイドメンバーが損傷するのは、長さ100mmのバンパービーム試片に荷重を加えた場合に瞬間的に発生する高い荷重が車体を潰す荷重を越える場合である。衝突の瞬間に発生する最大荷重をこの車体を潰す荷重と同等にすることで、バンパービームの塑性変形により、サイドメンバーを損傷させることなく衝突エネルギーを吸収できることが判明した。バンパービームの構造を、従来と同様として最大荷重を低くすると、衝突の後半に発生する衝撃荷重が低くなり過ぎる構造となってしまう、バンパービームとしてのエネルギー吸収能が低下してしまうことも判明した。

従って、図7に示す潰し変位量－潰し荷重曲線において、最大ピークのみを引き下げて波形をより矩形波形に近づけることができれば、サイドメンバーを損傷させることなくバンパービームの塑性変形により衝突エネルギーを吸収できることになり、エネルギー吸収材として安定した性能を有するバンパービームとすることができると考えた。そこでバンパービームの断面形状を種々検討した結果、衝撃を受ける面の部材の厚さを厚くし、衝撃を受ける面と直角をなす部材の厚さを変化させ、かつ衝撃を受ける部材面の両端に特定の曲率半径を付与させることにより、上記目的を達成できることを見出し本発明に至った。

【0010】

すなわち、本発明のバンパービームでは、断面形状が上壁部と、上壁部に対向する底壁部と、前記上壁部および底壁部の両端部を連結する一对の側壁部と、前記上壁部および底壁部の中間に設けられて2つの側壁部を連結する連結リブとからなる日の字型を呈し、衝突面側の側壁部の厚さが車体取付け面側の側壁部の厚さよりも厚く、前記上壁部と連結リブ及び底壁部の厚さがこの順に次第に厚く、もしくは薄くなるように構成されており、かつ衝突面側の側壁部の両角隅部は前記衝突面側の側壁部の長さの0.05～0.3倍の長さの曲率半径Rで湾曲したアルミニウム合金製の押し出し中空部材からなるバンパービームとした。

【0011】

前記上壁部の厚さは前記底壁部の厚さの0.8倍以上0.9倍未満とすること

が好ましい。また、前記連結リブの厚さは前記底壁部の厚さの 0.9 倍以上 1.0 倍未満とすることが好ましい。

連結リブをこのように構成することにより、高い剛性を有すると同時に、衝突時に発生する最大ピーク荷重を飛躍的に低減させることができるようになり、サイドメンバーを損傷することなしに、衝突エネルギーをバンパービームで吸収し、乗員に与える損傷を飛躍的に少なくすることができるようになる。

【0012】

本発明においては、前記連結リブの取り付け位置を前記側壁部の中央よりも底壁部寄りに設けることができるし、あるいは前記側壁部の中央よりも上壁部寄りに設けることもできる。

このように連結リブの位置をずらすことにより、自動車のデザイン上バンパービームの中心線とサイドメンバーの中心線が一致せず、バンパービームの中心線がサイドメンバーの中心線よりも高い位置又は低い位置にきた場合でも、強い衝撃エネルギーを受けるバンパービーム断面の底部を強化することが可能となる。

前記連結リブの取り付け位置を前記側壁部の中央よりも底壁部寄りに設けた場合には、上壁部、連結リブ、底壁部の厚さをこの順に次第に厚くなるように構成する。

反対に前記連結リブの取り付け位置を前記側壁部の中央よりも上壁部寄りに設けた場合には、上壁部、連結リブ、底壁部の厚さをこの順に次第に薄くなるように構成する。

【0013】

【発明の実施の形態】

次に図面を用いて本発明を具体的に説明する。なお、以下の図面においては判り易く説明するため、各部の縮尺は必ずしも正確には描かれていない。

(第1の実施形態)

図1は本発明のバンパービームの第1の実施形態を示す断面図である。図に示すように本発明のバンパービーム10は、断面形状が上壁部1と、上壁部1と対向する底壁部2と、上壁部1および底壁部2の両端部を連結する一対の側壁部3、4と、上壁部1および底壁部2の中央に設けられてこれら2つの部位を連結す

る連結リブ 5 とからなる“日の字型”を呈するように構成して剛性を確保するようにしてある。このバンパービーム 10 は、紙面左側の側壁部 3 が衝突面側の側壁部であり、矢印 F で示す衝突の際の衝撃力が加わる。紙面右側の側壁部 4 が車体取付け面側の側壁部であり、サイドメンバー 6 を介して車体 7 に取り付けられる。

【0014】

本発明のバンパービームは、衝突面側の側壁部 3 の厚さ t_3 が車体取付け面側の側壁部 4 の厚さ t_4 よりも厚く、かつ前記上壁部 1 と連結リブ 5 及び底壁部 2 の厚さ t_1 , t_5 , t_2 が、この順に次第に厚くなるように構成されている。すなわち、図 1 において $t_4 < t_3$ であり、 $t_1 < t_5 < t_2$ である。

この場合、底壁部 2 の厚さ t_2 を基準として、上壁部 1 の厚さ t_1 は底壁部 2 の厚さ t_2 の 0.80 倍以上 0.9 倍未満、連結リブ 5 の厚さ t_5 は底壁部 2 の厚さ t_2 の 0.90 以上 1.0 倍未満とするのが好ましい。すなわち、

$$0.8 \times t_2 \leq t_1 < 0.9 \times t_2 \quad \dots\dots (1)$$

$$0.9 \times t_2 \leq t_5 < 1.0 \times t_2 \quad \dots\dots (2)$$

程度とするのが好ましい。

これは自動車のデザイン上バンパービームの中心線とサイドメンバーの中心線が必ずしも一致しておらず、バンパービームの中心線がサイドメンバーの中心線よりも高い位置にくることが多いからである。このような場合には、バンパービームの断面の底部ほど強い衝撃エネルギーを受けるので、底部を強化しておくことが有効となる。

【0015】

さらに衝突面側の側壁部 3 の両角隅部は、前記衝突面側の側壁部 3 の長さ L_1 の 0.05 ～ 0.3 倍の長さの曲率半径 R で湾曲させておく。すなわち、

$$R = (0.05 \sim 0.3) \times L_1 \quad \dots\dots (3)$$

とする。

また、車体取付け面側の側壁部 4 の両角隅部の曲率半径 r は、直接衝撃を受けないので材料の加工精度も配慮して、ノッチ効果による脆弱化を避けるため、側壁部 4 の板厚程度に僅かな曲率半径 r を与えておけば良い。すなわち、

$$r = (0.2 \sim 0.4) \times t_4 \quad \dots \dots (4)$$

としておけば良い。

【0016】

バンパービームを上記のように構成すれば衝突した瞬間に発生する最大荷重のピークを効果的に低下させることができ、サイドメンバーを損傷することなしに衝突エネルギーをバンパービームで吸収し、乗員に与える損傷を飛躍的に少なくすることができるようになる。

【0017】

図2は、図1に示す断面形状のバンパービームの衝突実験におけるバンパービームの変位量と潰し荷重の関係を模式的に示したものである。図に示すように衝突直後の変位量が1mmに達する以前に最大荷重が発生し、その後はほぼ一定の潰し荷重で変形していく。図2の太線で示した曲線jは図7と同様に、“日の字型”バンパービームの衝突面側の側壁部両端の曲率半径Rを0（曲率半径ナシ）にした場合の変位量曲線であって、変位量が約0.5mm程度の時に250kNの最大荷重が発生している。これに対して細線で示した本発明に係わる曲線aは、曲率半径Rを10mmとした場合であって、変位量1mm前後の時に最大荷重が約150kN前後と大幅に低下して発生し、曲線はより矩形波に近づいている。

このように“日の字型”バンパービームの衝突面側の側壁部両端に曲率半径Rを付与することにより衝突時に発生する最大荷重を大幅に低減させることができ、サイドメンバーを損傷することなくバンパービームで衝突エネルギーを有効に吸収することができるので、乗員の安全確保に極めて有効となる。

【0018】

(第2の実施形態)

次に、第2の実施形態としてバンパービームの中心線とサイドメンバーの中心線が一致しておらず、バンパービームの中心線がサイドメンバーの中心線よりも低い位置にくる場合の例を図3に示す。

この場合には、衝突面側の側壁部3の厚さ t_3 が車体取付け面側の側壁部4の厚さ t_4 よりも厚く、かつ前記上壁部1と連結リブ5及び底壁部2の厚さ t_1 ,

t_5 、 t_2 が、この順に次第に薄くなるように構成する。すなわち、図3において $t_4 < t_3$ であり $t_2 < t_5 < t_1$ である。中間リブ5の厚さ t_5 は基準となる上壁部1の厚さ t_1 の0.9倍以上1.0倍未満、底壁部2の厚さ t_2 は基準となる上壁部1の厚さ t_1 の0.8倍以上0.9倍未満とするのが好ましい。

すなわち、

$$0.9 \times t_1 \leq t_5 < 1.0 \times t_1 \quad \cdots \cdots (5)$$

$$0.8 \times t_1 \leq t_2 < 0.9 \times t_1 \quad \cdots \cdots (6)$$

また、前記第1の実施形態の場合と同様に、衝突側の側壁部両端隅部は、前記衝突面側の側壁部3の長さ L_1 の0.05～0.3倍の長さの曲率半径 R で湾曲させる。また、車体取付け面側の側壁部4の両角隅部は、該車体取付け面側の側壁部4の厚さ t_4 の0.2～0.4倍の長さの曲率半径 r で湾曲させるのが好ましい。

バンパービームを上記のように構成することにより、バンパービームの衝突側の側壁部両端隅部に設けた曲率半径 R の効果により、衝突時に発生する最大荷重を大幅に引き下げることができる。

【0019】

(第3の実施形態)

次に、第3の実施形態としてバンパービームの中心線とサイドメンバーの中心線が一致しておらず、バンパービームの中心線がサイドメンバーの中心線よりも高い位置にくる場合の例を図4に示す。バンパービームの断面の底部を強化する対策として、図4に示すように、連結リブの取付け位置を相対向する衝突側の側壁部及び車体取付け側の側壁部の中央よりも、底壁部側に設ける。バンパービームの中心線とサイドメンバーの中心線のズレの量、並びにバンパービームの強度を考慮すれば、連結リブの取付け位置は衝突側の側壁部及び車体取付け側の側壁部の下から三分の一前後を目安とする。

この場合においても、先の第1及び第2の実施形態と同様に、衝突面側の側壁部3の厚さ t_3 が車体取付け面側の側壁部4の厚さ t_4 よりも厚く、かつ前記上壁部1と連結リブ5及び底壁部2の厚さ t_1 、 t_5 、 t_2 が、この順に次第に厚くなるように構成する。また、衝突側の側壁部両端隅部は、前記衝突面側の側壁

部 3 の長さ L_1 の $0.05 \sim 0.3$ 倍の長さの曲率半径 R で湾曲させる。また、車体取付け面側の側壁部 4 の両角隅部は、該車体取付け面側の側壁部 4 の厚さ t_4 の $0.2 \sim 0.4$ 倍の長さの曲率半径 r で湾曲させるのが好ましい。

バンパービームを上記のように構成することにより、バンパービームの衝突側の側壁部両端隅部に設けた曲率半径 R の効果により、衝突時に発生する最大荷重を大幅に引き下げることができる。

【0 0 2 0】

【発明の効果】

本発明によれば、バンパービームの断面形状を詳細に検討した結果、衝撃を受ける面の厚さを厚くして剛性を高め、衝撃を受ける面の両端に曲率半径 R を付与した形状にしたので、衝突の際バンパービームの変形直後に発生する最大荷重が低くなり、乗員の受ける身体的損傷を少なくすることができるようになる。

本発明のバンパービームを装着した車両は、より安全性の高い車両といえる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明の自動車用バンパービームの第 1 の実施形態の断面形状を示す図である。

【図 2】 本発明の自動車用バンパービームの変位量と潰し荷重との関係を模式的に示す図である。

【図 3】 本発明の自動車用バンパービームの第 2 の実施形態の断面形状を示す図である。

【図 4】 本発明の自動車用バンパービームの第 3 の実施形態の断面形状を示す図である。

【図 5】 従来の自動車用バンパービームの断面形状の一例を示す図である。

【図 6】 従来の自動車用バンパービームの断面形状の他の例を示す図である。

【図 7】 従来の自動車用バンパービームの変位量と荷重の関係を示す図である。

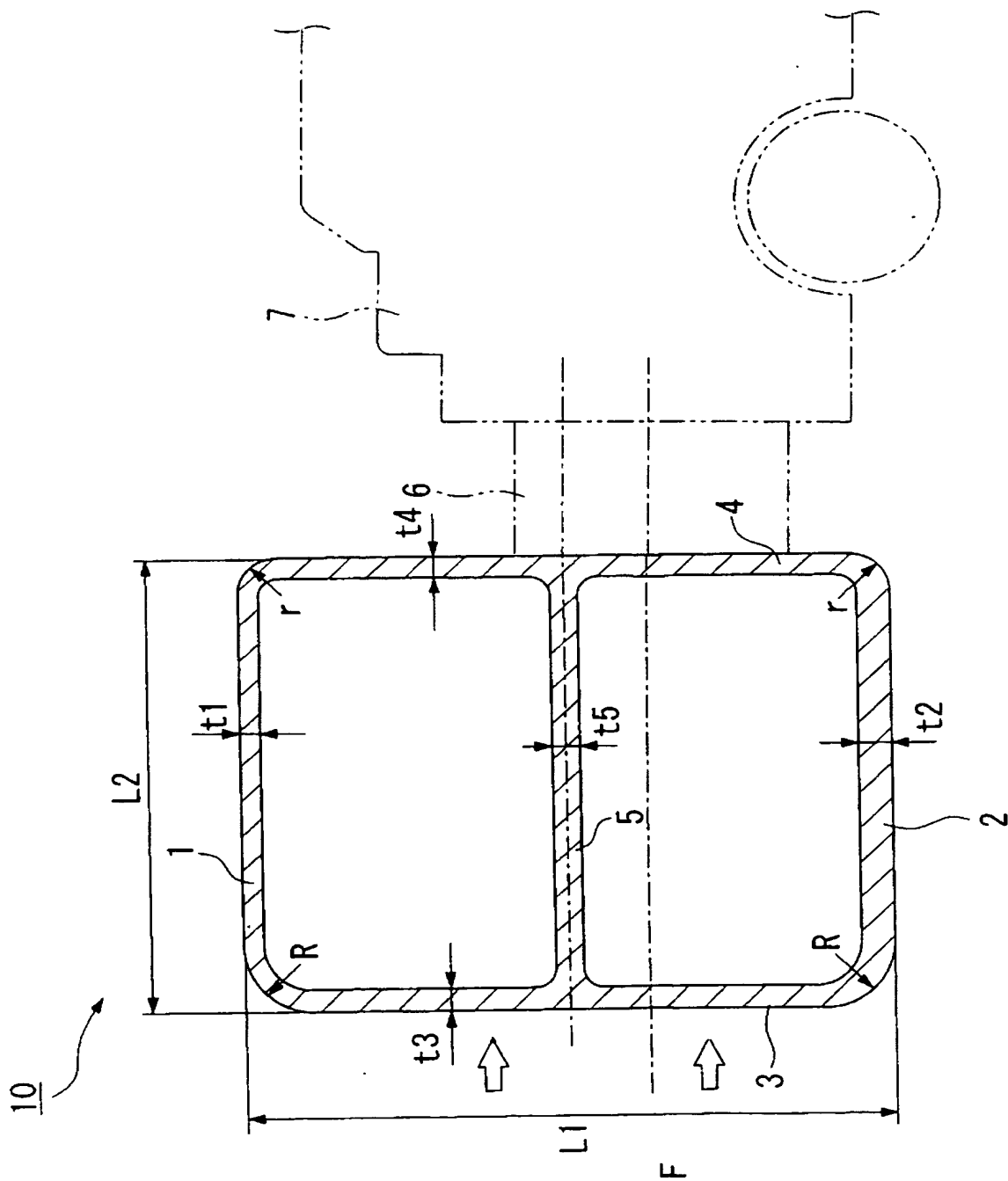
【符号の説明】

1 ……上壁部、2 ……底壁部、3 ……衝突面側の側壁部、4 ……車体
取付け面側の側壁部、5 ……連結リブ、1 0, 1 1, 3 0, 4 0 ……バンパ
ービーム

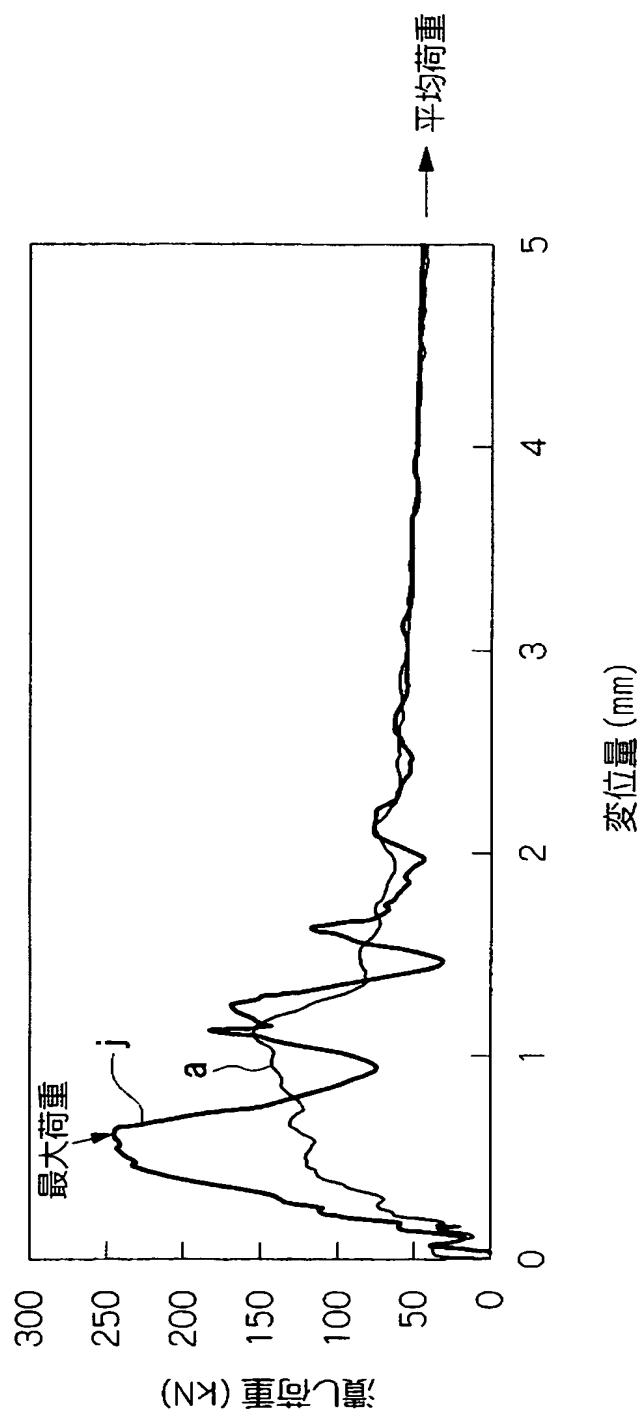
【書類名】

図面

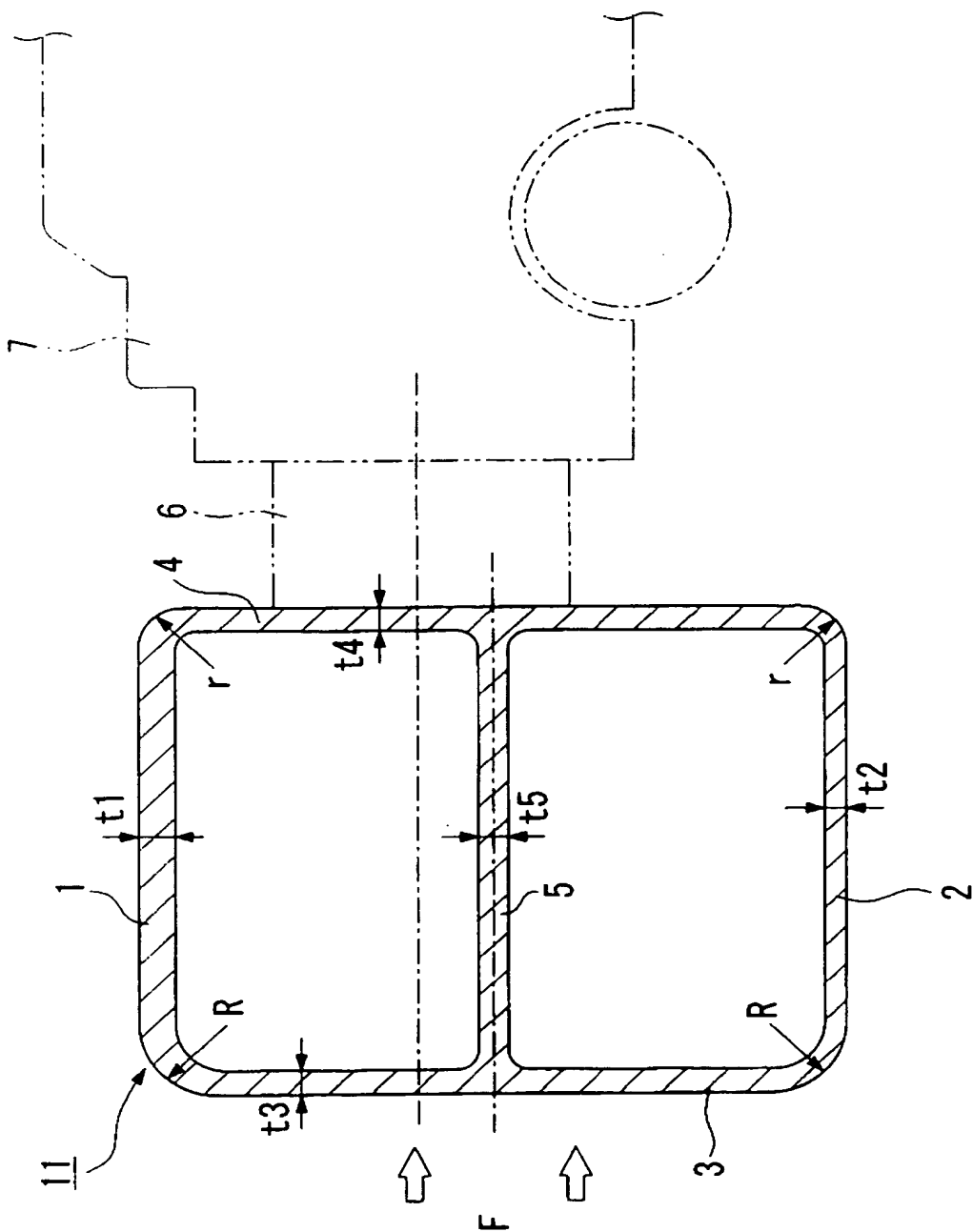
【図 1】



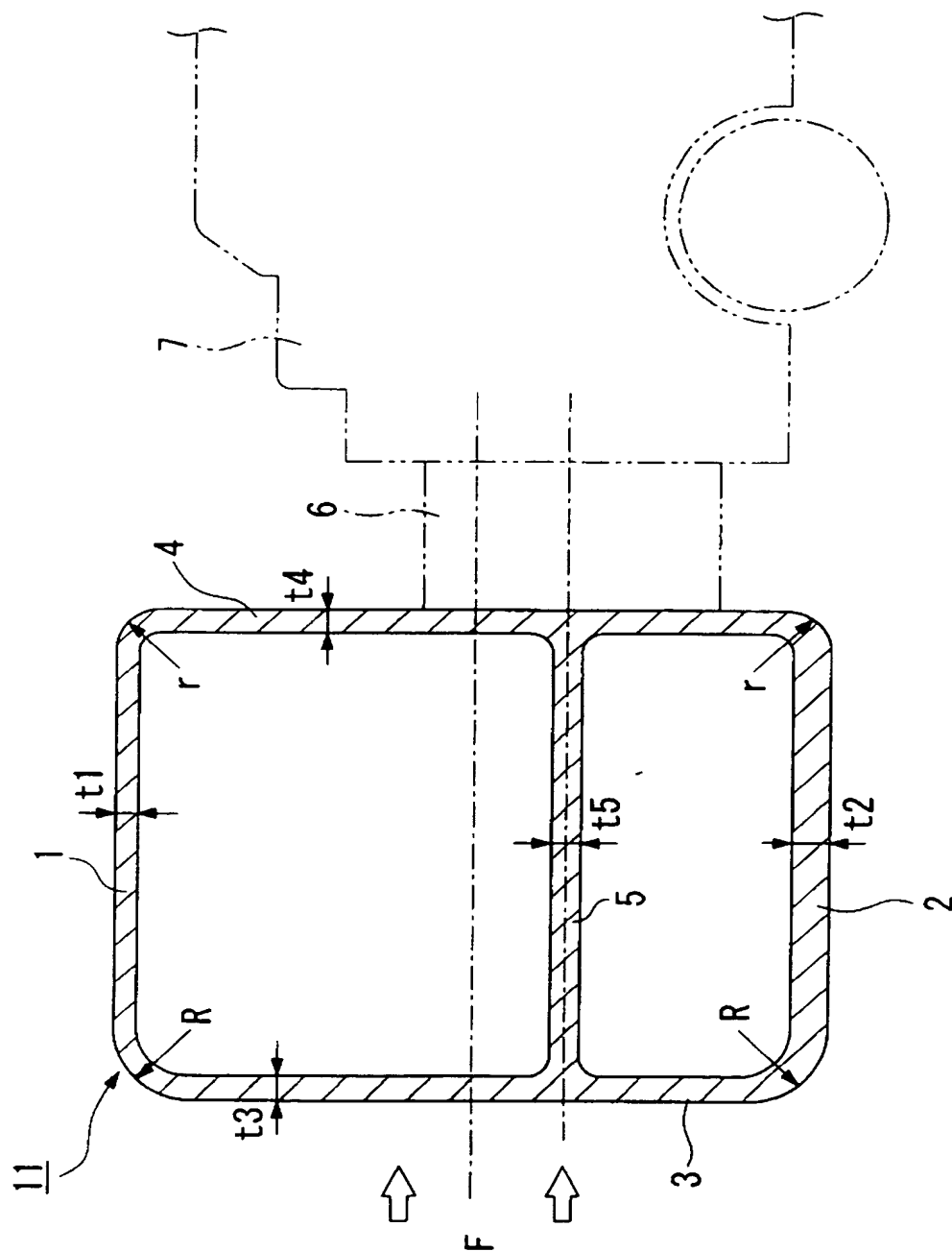
【図 2】



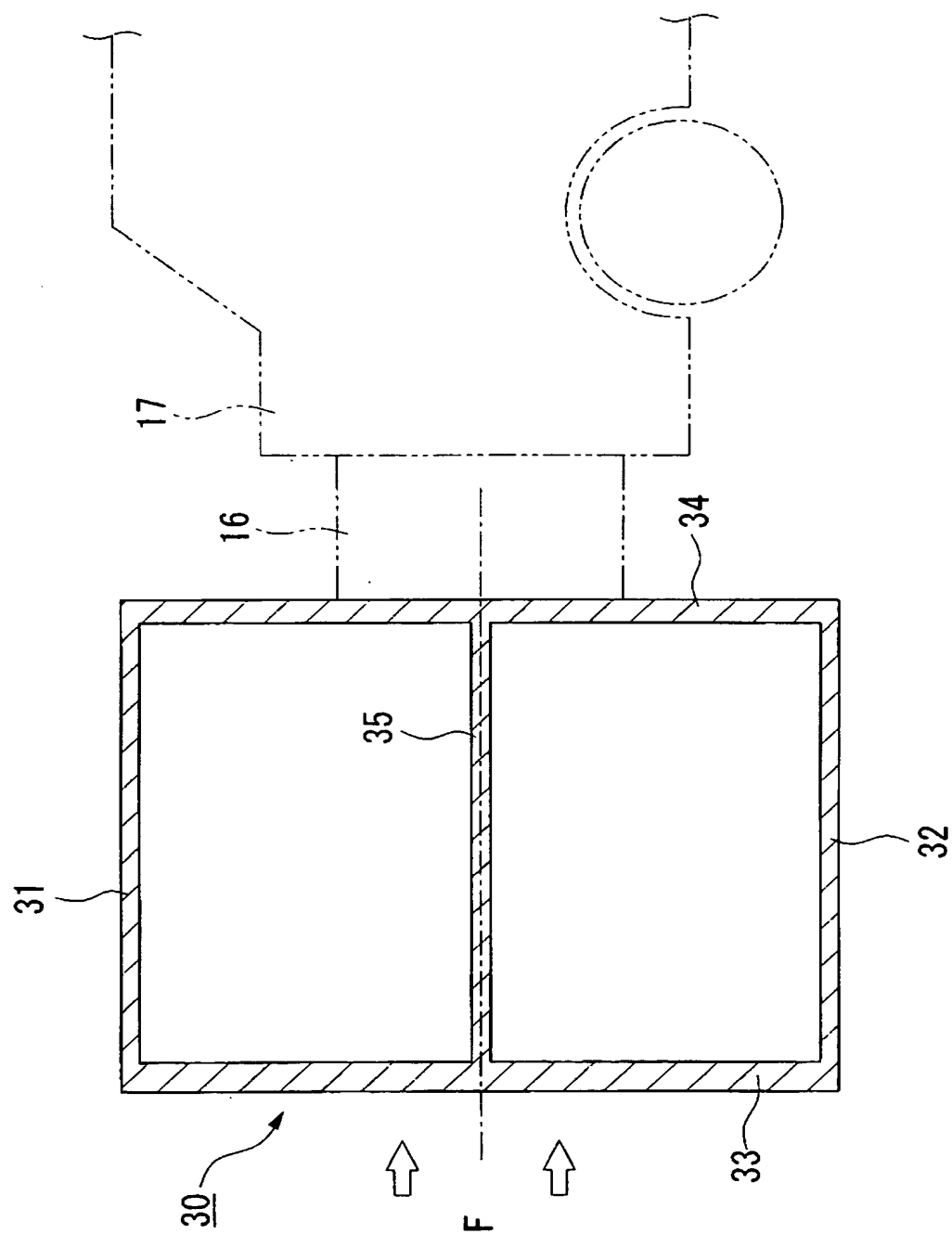
【図 3】



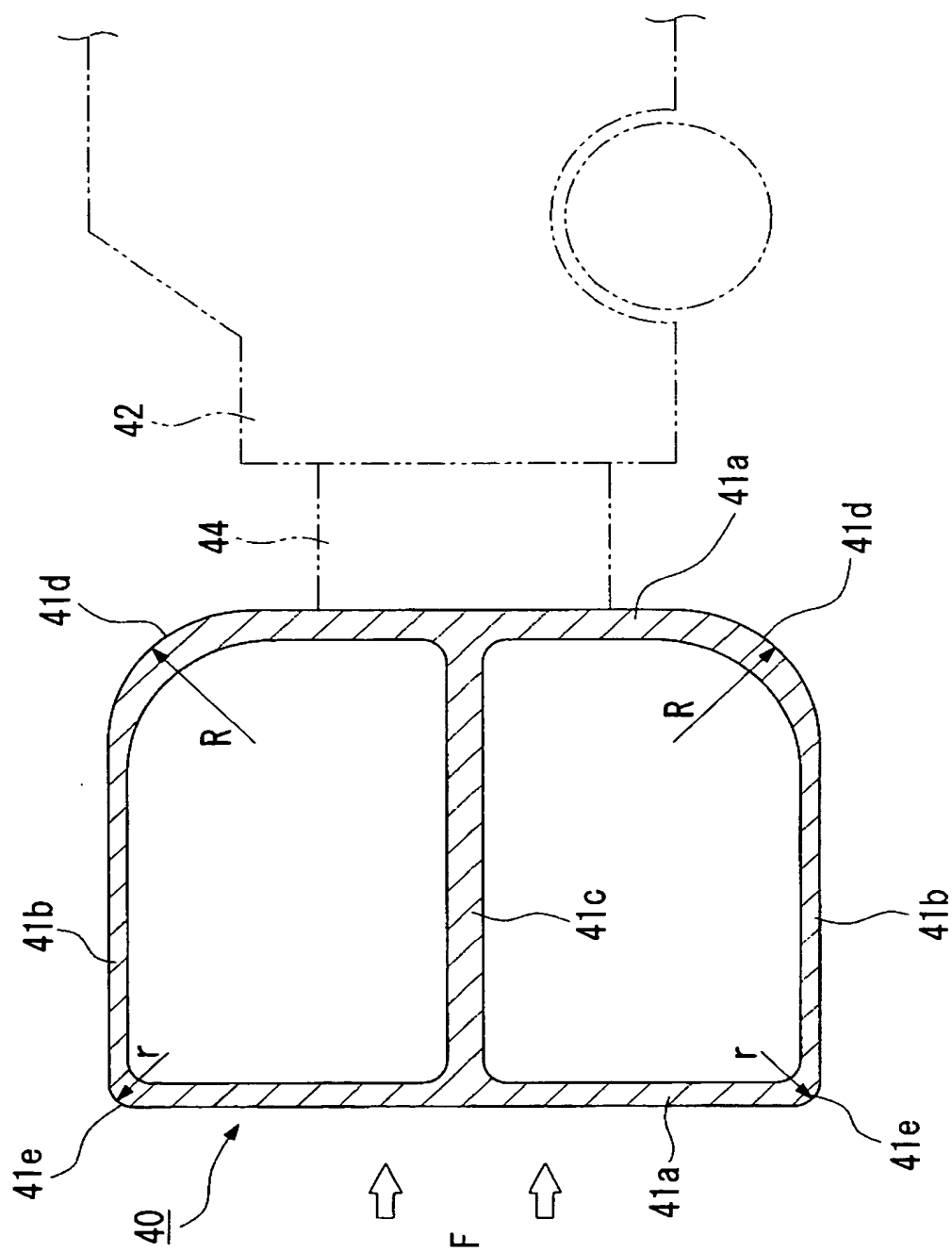
【図 4】



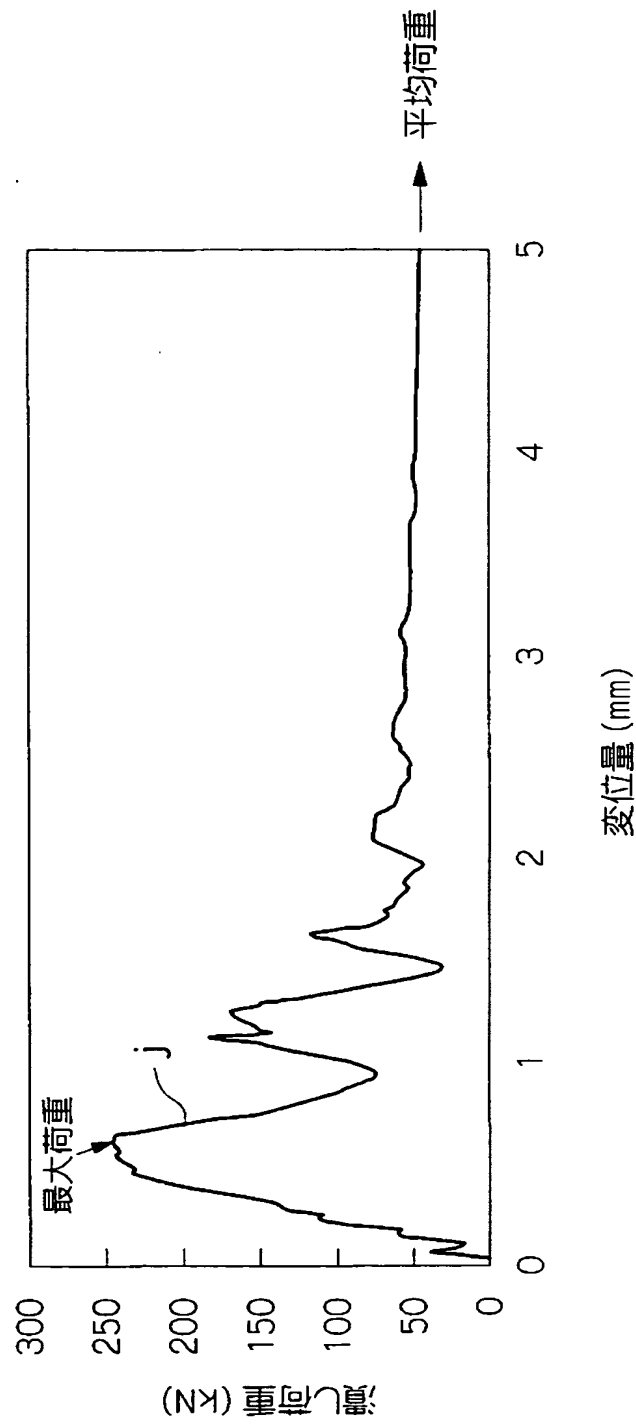
【図 5】



【図 6】



【図 7】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 衝突の瞬間に発生する最大荷重をできる限り低くするバンパービームの構造を提供する。

【解決手段】 断面形状が上壁部と、上壁部に対向する底壁部と、前記上壁部および底壁部の両端部を連結する一对の側壁部と、前記上壁部および底壁部の中間に設けられて2つの側壁部を連結する連結リブとからなる“日の字型”を呈し、上壁部の厚さが底壁部の厚さよりも厚く、前記上壁部と連結リブ及び底壁部の厚さを、この順に次第に厚く又は薄くなるように厚さを変えて構成し、上壁部の両角隅部は上壁部の長さの0.1～0.3倍の長さの曲率半径Rで湾曲しアルミニウム合金製の押し出し中空部材からなる自動車用バンパービームとする。

【選択図】 図1

特願 2 0 0 2 - 3 7 4 8 0 8

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 1 7 6 7 0 7]

1 . 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 1 7 日

[変更理由]

新規登録

住 所

東京都港区芝 2 丁目 3 番 3 号

氏 名

三菱アルミニウム株式会社

特願 2 0 0 2 - 3 7 4 8 0 8

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 1 7 8 8 0 4]

1. 変更年月日 1 9 9 8 年 4 月 1 3 日
 [変更理由] 名称変更
 住 所 静岡県富士市五味島 1 9 - 1
 氏 名 ユニプレス株式会社

2. 変更年月日 2 0 0 0 年 8 月 1 8 日
 [変更理由] 住所変更
 住 所 静岡県富士市青葉町 1 9 - 1
 氏 名 ユニプレス株式会社